

Д.О. Волонцевич, Е.А. Веретенников, И.В. Костяник, А.С. Яремченко, А.И. Ефремова, В.О. Карпов

ВЫБОР МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОДНО- ИЛИ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

При проектуванні електромеханічних трансмісій (ЕМТ) для легкоброньованих гусеничних і колісних машин (ЛБГКМ) часто виникає проблема недостачі коефіцієнта пристосованості тягового електродвигуна (ТЕД) мінімальної розрахункової потужності для задоволення вимогам до силового діапазону трансмісії. У літературі напрацьовано кілька способів рішення цієї проблеми, однак не було знайдено єдиного алгоритму, що дозволяє формалізувати й покровоко провести процес вибору найбільш раціональної структури ЕМТ. Метою запропонованої роботи є формування науково обґрунтованої методики оцінки можливості використання одноступінчастих редукторів в ЕМТ для ЛБГКМ і розрахунку необхідної потужності ТЕД обраного типу для одно- або двоступінчастих механічних редукторів. Методика. Для проведення досліджень використовувалися положення теорії руху гусеничних і колісних машин. Результат. Запропонована формалізована методика визначення необхідної механічної потужності електродвигуна ЛБГКМ залежно від енергетичних можливостей мотор-генераторної установки, моментної характеристики обраних ТЕД і кількості ступенів у механічних редукторах. Наукова новизна. Уперше встановлено формалізований зв'язок між тактико-технічними вимогами до ЛБГКМ, характеристиками обраних ТЕД, структурою і параметрами механічних редукторів. Практична цінність. Отримано інструментарій для інженерно-конструкторського персоналу, що розробляє ЕМТ для ЛБГКМ. Робота з алгоритмом проілюстрована на прикладі вибору потужності і передаточних відношень механічних редукторів для багатопільового легкоброньованого транспортного тягача МТ-ЛБ. Бібл. 10, табл. 3, рис. 4.

Ключові слова: електромеханічні трансмісії, легкоброньовані гусеничні і колісні машини, тяговий електродвигун, механічний редуктор, силовий діапазон трансмісії.

При проектировании электромеханических трансмиссий (ЭМТ) для легкобронированных гусеничных и колесных машин (ЛБГКМ) часто возникает проблема нехватки коэффициента приспособляемости тягового электродвигателя (ТЭД) минимальной расчетной мощности для удовлетворения требованиям к силовому диапазону трансмиссии. В литературе наработано несколько способов решения этой проблемы, однако не было найдено единого алгоритма, позволяющего формализовать и поэтапно провести процесс выбора наиболее рациональной структуры ЭМТ. Целью предложенной работы является формирование научно обоснованной методики оценки возможности использования одноступенчатых редукторов в ЭМТ для ЛБГКМ и расчета необходимой мощности ТЭД выбранного типа для одно- или двухступенчатых механических редукторов. Методика. Для проведения исследований использовались положения теории движения гусеничных и колесных машин. Результат. Предложена формализованная методика определения необходимой механической мощности электропривода ЛБГКМ в зависимости от энергетических возможностей мотор-генераторной установки, моментной характеристики выбранных ТЭД и количества ступеней в механических редукторах. Научная новизна. Впервые установлена формализованная связь между тактико-техническими требованиями к ЛБГКМ, характеристиками выбранных ТЭД, структурой и параметрами механических редукторов. Практическая ценность. Получен инструментальный для инженерно-конструкторского персонала, разрабатывающего ЭМТ для ЛБГКМ. Работа с алгоритмом проиллюстрирована на примере выбора мощности и передаточных отношений механических редукторов для многоцелевого легкобронированного транспортного тягача МТ-ЛБ. Библ. 10, табл. 3, рис. 4.

Ключевые слова: электромеханические трансмиссии, легкобронированные гусеничные и колесные машины, тяговый электродвигатель, механический редуктор, силовой диапазон трансмиссии.

Введение. Электромеханические трансмиссии (ЭМТ) в последнее время находят все более широкое распространение не только в гражданских автомобилях, но и в военной технике [1-7]. Это связано с тем, что ЭМТ позволяют обеспечить ряд существенных преимуществ, которые были сформулированы в работах [8, 9]:

- бесступенчатое изменение скорости, тягового усилия и радиуса поворота;
- легкость автоматизации трансмиссии и обеспечения управления машиной любым членом экипажа и дистанционного управления;
- расширенные возможности по рекуперации энергии замедления, поворота, колебаний подрессоренных масс и т.д.;
- возможность кратковременного движения без работающего ДВС;
- возможность кратковременного суммирования мощности генераторной установки и накопителей энергии;
- отсутствие жестких механических связей между основными агрегатами, облегчающее компоновку.

Классические ступенчатые механические трансмиссии с гидродинамическими передачами практически

полностью выбрали свой технический потенциал по повышению удельной мощности и подвижности как гусеничных, так и полноприводных колесных машин. Кроме того с такими трансмиссиями на многоосных полноприводных машинах существует неоправданная сложность реализации системы поддержания курсовой устойчивости и регулирования тяги для исключения буксования.

Все это сделало задачу проектирования ЭМТ для легкобронированных гусеничных и колесных машин (ЛБГКМ) актуальной и своевременной.

Краткий анализ проблемы, цель и постановка задачи. Характеристики современных тяговых электродвигателей (ТЭД), в частности асинхронных ТЭД с частотным регулированием, позволяют получать гиперболическую характеристику постоянной мощности близкую к идеальной. Однако ее, как правило, все равно не хватает для получения электропривода с бесступенчатым регулированием во всем диапазоне, который требуется для машин, перемещающихся не только по дорогам с твердым покрытием, но и по бездорожью [8, 9]. Это связано с ограничением максимального крутящего момента ТЭД, которое диктуется величиной максимальной силы тока в обмотках и перегреву.

В существующих зарубежных конструкциях обычно для решения этой проблемы используют ТЭД с большим запасом мощности, которая вообще не может быть обеспечена даже суммарной мощностью генератора и накопителя [2-4, 6]. Это приводит к дополнительному увеличению веса, габаритов и стоимости такой трансмиссии и снижает в совокупности те преимущества, которые можно было бы получить при внедрении электропривода для военной бронетехники. В работах [8, 9] был рассчитан тяговый баланс машин с ЭМТ на примере гусеничного многоцелевого транспортера-тягача МТ-ЛБ и колесного бронетранспортера БТР-4. Однако стройного и относительно универсального алгоритма, позволяющего определять границы возможности использования одноступенчатых редукторов в ЭМТ для ЛБГКМ и требующуюся для этого мощность ТЭД, в научной литературе найдено не было.

Целью работы является формирование научно обоснованной методики оценки возможности использования одноступенчатых редукторов в ЭМТ для ЛБГКМ и расчета необходимой мощности ТЭД выбранного типа для одно- или двухступенчатых механических редукторов.

Задачи, решаемые для достижения поставленной цели:

- формализация требований к кинематическому и силовому диапазонам ЭМТ для ЛБГКМ;
- определение требуемой механической мощности выбранных ТЭД для использования в трансмиссиях с одноступенчатыми механическими редукторами при обеспечении заданных параметров подвижности;
- определение рациональных значений передаточных отношений обеих ступеней механических редукторов и минимально возможного значения требуемой механической мощности выбранных ТЭД для трансмиссии с двухступенчатыми механическими редукторами.

Алгоритм определения мощности и выбора характеристик редуктора. ЛБГКМ по своему функциональному назначению выполняют разноплановые задачи по ведению боевых действий в непосредственном соприкосновении с противником, по перевозке личного состава, военных грузов, буксировке артиллерийских и других систем как в условиях дорог с твердым покрытием, так и в условиях полного бездорожья.

Если попытаться обобщить современные требования по подвижности к этим машинам применительно к электромеханическим трансмиссиям, то, в первую очередь, необходимо выделить следующие:

- 1) достижение и длительное поддержание максимальной скорости v_{\max} при движении по шоссе;
- 2) возможность подъема на задерненный грунтовый склон с углом α_{\max} со скоростью не менее v_{\min} ;
- 3) время разгона до максимальной скорости при движении по шоссе;
- 4) время разгона до скорости 20 м/с для колесных машин (КМ) и до 12 м/с для гусеничных машин (ГМ) при движении по шоссе;
- 5) время разгона до скорости 10 м/с при движении по сухой грунтовой дороге;
- 6) длительная реализация динамического фактора D_{\max}^{LL} для ГМ и КМ с силовой организацией поворота по принципу ГМ как правило не менее 0,8 и для КМ с кинематическим поворотом не менее 0,7.

Предлагаемый алгоритм содержит следующую последовательность действий:

1. Первое требование позволяет определить минимально необходимую механическую мощность электропривода, необходимую для его реализации. В соответствии с [8, 9] для первого требования

$$N_{v_{\max}} = \frac{(G_M f + k F v_{\max}^2) v_{\max}}{\eta_{WG} \eta_{CD}},$$

где G_M – вес машины (Н); v_{\max} – максимальная скорость движения по шоссе (м/с); f – коэффициент сопротивления движению по горизонтальной поверхности, зависящий от качества и микрорельефа местности и типа движителя; k – коэффициент обтекаемости корпуса машины (Н·с²/м⁴); F – площадь лобовой проекции машины (м²); η_{WG} – КПД механического колесного редуктора; η_{CD} – КПД гусеничного движителя, который при максимальной скорости вычисляется по формуле

$$\eta_{CD} = a_1 - a_2 v_{\max},$$

где коэффициенты a_1 и a_2 зависят от типа шарнира гусеничного движителя и для металлического шарнира (МШ) равны $a_1 = 0,95$ и $a_2 = 0,018$ с/м, а для резинометаллического шарнира (РМШ) $a_1 = 0,98$ и $a_2 = 0,012$ с/м.

2. По рассчитанному значению мощности выбираются ТЭД принятого типа, суммарная длительно действующая механическая мощность которых не меньше требуемой величины:

$$N_{\Sigma TM} \geq N_{v_{\max}}.$$

3. По заданным или принятым размерам ведущих колес (driving wheel) R_{DW} и максимальной угловой скорости ТЭД $\omega_{TM \max}$ определяем передаточное отношение механических колесных редукторов (wheel gear), позволяющее обеспечить движение машины с заданной максимальной скоростью v_{\max} по дороге с твердым покрытием:

$$i_{WG} = \frac{\omega_{TM \max} R_{DW}}{v_{\max}}.$$

4. Зная величину передаточного отношения колесных редукторов и задавшись значением их КПД в зависимости от структуры, определяем максимальные значения силы тяги P и динамического фактора D машины в момент старта при $v = 0$ для кратковременного режима и при $v = v_{\min}$ для длительно действующего режима

$$P_{v=0}^{AST} = \frac{M_{\Sigma TM \max}^{AST} i_{WG} \eta_{WG} \eta_{CD}}{R_{DW}} \quad \text{и} \quad D_{v=0}^{AST} = \frac{P_{v=0}^{AST}}{G_M};$$

$$P_{v=v_{\min}}^{LL} = \frac{M_{\Sigma TM \max}^{LL} i_{WG} \eta_{WG} \eta_{CD}}{R_{DW}} \quad \text{и} \quad D_{v=v_{\min}}^{LL} = \frac{P_{v=v_{\min}}^{LL}}{G_M},$$

где $M_{\Sigma TM \max}^{AST}$ – максимальный суммарный кратковременно допустимый крутящий момент всех ТЭД, а $M_{\Sigma TM \max}^{LL}$ – максимальный суммарный длительно действующий крутящий момент всех ТЭД.

5. Проверяем величину $D_{v=v_{\min}}^{LL}$ на соответствие требованиям 6 и 2 при выбранном значении передаточного отношения колесного редуктора. Для этого вычисляем передаточные отношения дополнительных редукторов

$$i_{add}^{D_{\max}} = \frac{D_{\max}^{LL}}{D_{v=v_{\min}}^{LL}} \leq 1 \quad \text{и} \quad i_{add}^{\alpha} = \frac{f_{\Sigma}}{D_{v=v_{\min}}^{LL}} \leq 1,$$

где f_{Σ} – суммарный коэффициент сопротивления движению, который определяется по формуле

$$f_{\Sigma} = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha,$$

где α – угол подъема, равный α_{\max} – заданному в тактико-технических характеристиках ЛБГКМ максимально-му углу подъема на грунтовый задерненный склон.

Если одно или оба условия не выполняются, то необходимо, взяв большее из найденных значений i_{add}^{α} и $i_{add}^{D_{\max}}$, в это количество раз доступным способом увеличить максимальный суммарный длительно действующий крутящий момент всех ТЭД или установить пониженную ступень в колесных редукторах с найденным дополнительным передаточным отношением.

6. Оценить возможности предполагаемых энергетической установки, генератора и накопителей по возможностям длительного и кратковременного питания трансмиссии.

7. Проверить выполнение требований 2 – 5 путем проведения тягового расчета в соответствующих дорожных условиях с учетом ограничений по возможностям энергетической установки, генератора и накопителей. Если в процессе расчета были введены пониженные ступени в колесных редукторах, то тяговый расчет следует проводить в двух режимах – сначала оценивать время разгона при старте сразу со второй передачи, а затем, если условия не выполняются, рассмотреть разгон с последовательным включением передач, начиная с пониженной.

Проиллюстрируем приведенную методику на примере разработки электромеханической трансмиссии для гусеничного многоцелевого тягача МТ-ЛБ.

Исходные данные для расчетов по машине представлены в табл. 1, по ТЭД – в табл. 2.

Таблица 1

Исходные данные по тягачу

Наименование показателя	Значение	
Вес машины G_M , Н	117720	
Максимальная скорость движения по шоссе V_{\max} , м/с (км/ч)	18,06 (65)	
Средняя скорость движения, м/с (км/ч)	по шоссе V_{av}	11,11 (40)
	по грунтовой дороге V_{av}^*	8,33 (30)
Максимальный угол подъема по грунту α_{\max}^0	35	
Скорость на подъем с уклоном 35° не менее, м/с (км/ч)	1,39 (5)	
Высота машины H , м	2,035	
Ширина колеи B , м	2,5	
Клиренс h , м	0,4	
Радиус ведущего колеса R_{DW} , м	0,265	
Коэффициент обтекаемости k , (Н·с ²)/м ⁴	0,65	
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более) до скорости $0,95v_{\max} = 17,153$ м/с (61,75 км/ч)	60	
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более) до скорости 11,11 м/с (40 км/ч)	15	
Расчетное время разгона по грунтовой дороге, с (не более) до скорости 8,33 м/с (30 км/ч)	10	
Максимальное значение динамического фактора (не менее)	0,8	

Характеристики ТЭД М73

Показатель	Значение
Масса ТЭД, кг	88
Габариты (диаметр × длина), мм	483 × 232
Максимальная мощность ТЭД, кВт	150
Максимальная длительная мощность ТЭД, кВт	120
Максимальная частота вращения, об/мин	3100
Максимальный длительный момент, Нм	1050
Максимальный кратковременный момент (менее минуты), Нм	2050

В соответствии с предлагаемым алгоритмом:

1. Необходимая мощность для достижения максимальной скорости

$$N_{v_{\max}} = \frac{(G_M f + k F v_{\max}^2) v_{\max}}{\eta_{WG} \eta_{CD}} = \frac{\left(117720 \cdot 0,045 + 0,65 \cdot 4,0875 \cdot \left(\frac{65}{3,6} \right)^2 \right) \frac{65}{3,6}}{0,98 \cdot \left(0,95 - 0,018 \frac{65}{3,6} \right)} = 181692 \text{ Вт,}$$

где площадь фронтальной проекции машины

$$F = B(H - h) = 2,5(2,035 - 0,4) = 4,0875 \text{ м}^2.$$

2. Для ТЭД М73, имеющего длительно действующую мощность 120 кВт, достаточно будет двух ТЭД – по одному на каждое ведущее колесо (борт).

3. Передаточное отношение колесных редукторов для этих ТЭД будет

$$i_{WG} = \frac{\omega_{TM \max} R_{DW}}{v_{\max}} = \frac{\pi \cdot 3100}{\frac{30}{65} \cdot 0,265} = 4,765.$$

4. Определяем максимальные значения силы тяги и динамического фактора машины в момент старта при $v = 0$ для кратковременного режима и при $v = v_{\min}$ для длительно действующего режима.

$$P_{v=0}^{AST} = \frac{M_{\Sigma TM \max}^{AST} i_{WG} \eta_{WG} \eta_{CD}}{R_{DW}} = \frac{2 \cdot 2050 \cdot 4,765 \cdot 0,98 \cdot 0,95}{0,265} = 68636 \text{ Н;}$$

$$D_{v=0}^{AST} = \frac{P_{v=0}^{AST}}{G_M} = \frac{68636}{117720} = 0,583;$$

$$P_{v=v_{\min}}^{LL} = \frac{M_{\Sigma TM \max}^{LL} i_{WG} \eta_{WG} \eta_{CD}}{R_{DW}} = \frac{2 \cdot 1050 \cdot 4,765 \cdot 0,98 \cdot \left(0,95 - 0,018 \frac{5}{3,6} \right)}{0,265} = 34230 \text{ Н;}$$

$$D_{v=v_{\min}}^{LL} = \frac{P_{v=v_{\min}}^{LL}}{G_M} = \frac{34230}{117720} = 0,291.$$

5. Вычисляем передаточные отношения дополнительных редукторов:

$$i_{add}^{D_{\max}} = \frac{D_{\max}^{LL}}{D_{v=v_{\min}}^{LL}} = \frac{0,8}{0,291} = 2,75 > 1;$$

$$i_{add}^{\alpha} = \frac{f_{\Sigma}}{D_{v=v_{\min}}^{LL}} = \frac{0,065 \cdot \cos 35^{\circ} + \sin 35^{\circ}}{0,291} = 2,154 > 1.$$

Полученные значения свидетельствуют о том, что в рассматриваемой конфигурации электромеханический привод для тягача не будет удовлетворять требованиям ни по 2, ни по 6 пункту.

6. Для решения этой проблемы необходимо либо увеличить в 2,75 раза суммарный крутящий момент на ТЭД, либо ввести дополнительную пониженную ступень в колесные редукторы с дополнительным передаточным отношением 2,75.

Рассмотрим первый вариант решения вопроса.

Увеличение суммарного длительно действующего крутящего момента ТЭД возможно либо путем перехода на более высокомоментный ТЭД, либо увеличивая их количество. В нашем случае имеется лишь возможность применить большее количество принятых для расчета ТЭД М73.

Оценим мощность, которую будут потреблять 6 ТЭД М73 при реализации $D_{v=v_{\min}}^{LL} = 0,8$. В этом случае сила тяги должна составлять

$$P_{v=v_{\min}}^{LL} = D_{v=v_{\min}}^{LL} G_M = 0,8 \cdot 117720 = 94176 \text{ Н.}$$

Соответственно, суммарный крутящий момент всех шести ТЭД будет

$$M_{\Sigma TM}^{LL} \max = \frac{P_{v=v_{\min}}^{LL} R_{DW}}{i_{WG} \eta_{WG} \eta_{CD}} = \frac{94176 \cdot 0,265}{4,765 \cdot 0,98 \cdot \left(0,95 - 0,018 \cdot \frac{5}{3,6}\right)} = 5778 \text{ Нм.}$$

При этом скорость их вращения будет составлять

$$\omega_{TM} = \frac{v_{\min} i_{WG}}{R_{DW}} = \frac{3,6 \cdot 4,765}{0,265} = 24,97 \text{ с}^{-1}.$$

Потребляемая механическая мощность будет составлять всего

$$N_{D \max} = \omega_{TM} M_{\Sigma TM}^{LL} \max = 24,97 \cdot 5778 = 144299 \text{ Вт,}$$

что является полностью допустимым.

Рассмотрим второй вариант решения вопроса.

В этом случае оставляем два ТЭД М73 и добавляем пониженную ступень в колесные редукторы с передаточным отношением

$$i_L = i_{WG} \cdot i_{add}^{D \max} = 4,765 \cdot 2,75 = 13,1.$$

7. Проверим выполнение требований 2 – 5 для обоих вариантов путем проведения тягового расчета в соответствующих дорожных условиях с учетом ограничений по возможностям энергетической установки, генератора и накопителей. Примем максимальную суммарную длительно механическую мощность всех шести ТЭД М73 равной 200 кВт.

Тогда зависимость суммарного крутящего момента всех 6 ТЭД от скорости вращения якоря будет соответствовать кривой, представленной на рис. 1. И, соответственно график динамического фактора для машины с 6 ТЭД М73, вычисленный по формуле

$$D = \frac{M_{\Sigma TM}^{LL} i_{WG} \eta_{WG} \eta_{CD} - k F v^2}{G_M R_{DW}},$$

будет иметь вид, представленный на рис. 2.

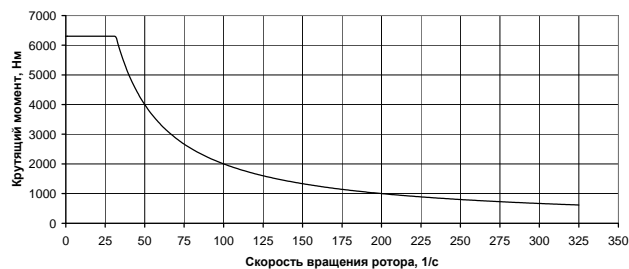


Рис. 1. Суммарный крутящий момент 6 ТЭД М73 при ограничении мощности 200 кВт

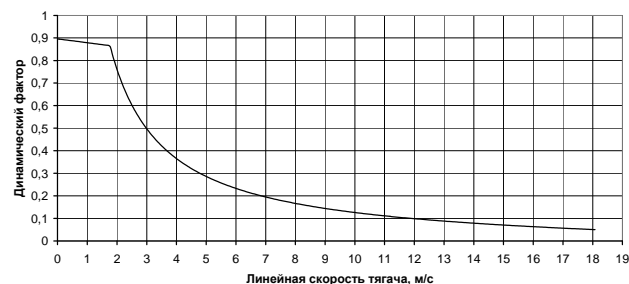


Рис. 2. Динамический фактор тягача с 6 ТЭД М73 при ограничении мощности 200 кВт

Соответственно для двух ТЭД М73 и двухступенчатого колесного редуктора графики суммарного крутящего момента и динамического фактора представлены на рис. 3 и 4.

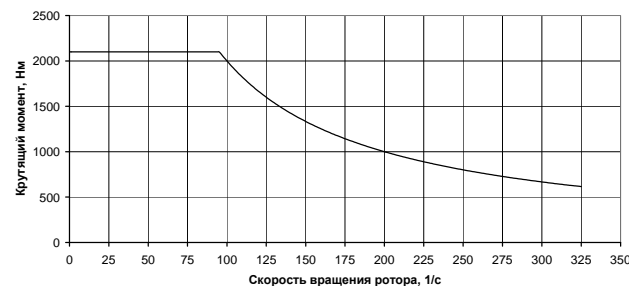


Рис. 3. Суммарный крутящий момент 2 ТЭД М73 при ограничении мощности 200 кВт

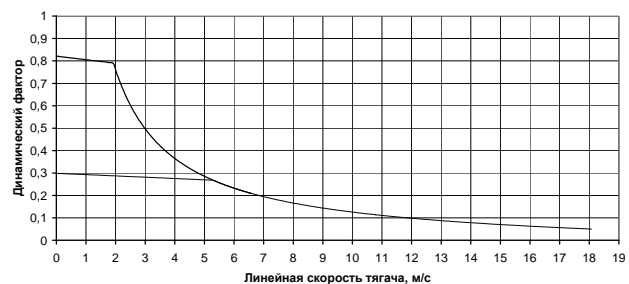


Рис. 4. Динамический фактор тягача с 2 ТЭД М73 и двухступенчатыми колесными редукторами при ограничении мощности 200 кВт

Для проверки требований 2 – 5 были проведены 3 варианта расчетов по разгону машины на горизонтальной поверхности:

- 6 ТЭД М73, одноступенчатые колесные редукторы с $i_{WG} = 4,765$;

- 2 ТЭД М73, двухступенчатые колесные редукторы с передаточными отношениями – пониженное $i_L = 13,1$ и нормальное $i_{WG} = 4,765$, разгон с передачи нормального ряда без переключения в процессе движения;

- 2 ТЭД М73, двухступенчатые колесные редукторы с передаточными отношениями – пониженное $i_L = 13,1$ и нормальное $i_{WG} = 4,765$, разгон с пониженной ступени с переключением в процессе движения.

Также были проведены расчеты по определению максимальной скорости движения машины на подъем в 35° по грунтовой дороге в двух вариантах:

- 6 ТЭД М73, одноступенчатые колесные редукторы с $i_{WG} = 4,765$;

- 2 ТЭД М73, двухступенчатые колесные редукторы с передаточными отношениями – пониженное $i_L = 13,1$ и нормальное $i_{WG} = 4,765$, разгон и движение на пониженной передаче.

Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Анализ полученных результатов. Вариант построения ЭМТ для тягача МТ-ЛБ с двумя ТЭД М73 и одноступенчатыми колесными редукторами был снят с рассмотрения, как не позволяющий обеспечить пункты 2 и 6 «Требований».

Оставшиеся три варианта построения предполагают:

- шесть ТЭД М73 (по три на борт) с двумя одноступенчатыми колесными редукторами (по одному на борт);

- два ТЭД М73 (по одному на борт) с двумя двухступенчатыми колесными редукторами (по одному на борт) с возможностью включения пониженного ряда при остановке машины для движения в тяжелых дорожных условиях;

- два ТЭД М73 (по одному на борт) с двумя двухступенчатыми колесными редукторами (по одному на борт) с возможностью последовательного включения пониженного и нормального ряда в движении, как при разгоне, так и при замедлении.

Требования к подвижности ЛБГКМ, прописанные в [1, 2], являются заниженными и фактически повторяют параметры машины, имеющей классическую механическую ступенчатую трансмиссию. Все три оставленных к рассмотрению варианта построения ЭМТ уверенно удовлетворяют предъявленным требованиям.

Наилучшие показатели подвижности тягача имеет ЭМТ, состоящая из шести ТЭД М73 (по три ТЭД на борт) с двумя одноступенчатыми колесными редукторами (по одному на борт). Однако ее использование приводит к увеличению массы привода на 352 кг и стоимости – на стоимость четырех дополнительных ТЭД М73 по сравнению с трансмиссией, содержащей 2 ТЭД М73 и 2 одноступенчатых колесных редуктора.

Таблица 3

Результаты расчетов показателей подвижности тягача при ограничении мощности 200 кВт

Наименование показателя	Требование	6 ТЭД М73		2 ТЭД М73			
				Разгон на нормальном ряду		Разгон с переключением	
		МШ	РМШ	МШ	РМШ	МШ	РМШ
Скорость на подъем с уклоном 35° не менее, м/с (км/ч)	1,389 (5)	2,408 (8,67)	2,522 (9,08)	–	–	2,408 (8,67)	2,522 (9,08)
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более) до скорости $0,95 v_{max} = 17,153$ м/с (61,75 км/ч)	60	29,622	20,335	30,64	21,286	29,629	20,341
		100 %	100 %	–3,4 %	–4,7 %	–0,02 %	–0,03 %
Расчетное время разгона по шоссе, с (не более) до скорости 12 м/с (43,2 км/ч)	15	8,153	7,063	9,17	8,014	8,159	7,069
		100 %	100 %	–12,5 %	–13,5 %	–0,07 %	–0,08 %
Расчетное время разгона по грунтовой дороге, с (не более) до скорости 10 м/с (36 км/ч)	10	5,879	5,141	7,064	6,245	5,884	5,147
		100 %	100 %	–20,2 %	–21,5 %	–0,09 %	–0,12 %
Максимальное длительное значение динамического фактора (не менее)	0,8	0,896	0,924	0,299	0,308	0,821	0,847
		100 %	100 %	–	–	–8,37 %	–8,33 %

Наименьший вес и стоимость при проигрыше первому варианту в подвижности от 3 % до 21,5 % в зависимости от показателя и типа шарнира гусеничного движителя имеет вариант с двумя ТЭД М73 и двумя двухступенчатыми колесными редукторами с возможностью включения пониженного ряда при остановке машины для движения только в тяжелых дорожных условиях. В этом случае можно избежать дисков трения в двухступенчатом планетарном редукторе, а организовать переключение при помощи зубчатых муфт по аналогии с реверсивной бортовой передачей БМ «Оплот». В отличие от первого варианта увеличение массы привода ожидается в пределах всего 160-165 кг по сравнению с трансмиссией, содержащей 2 ТЭД М73 и 2 одноступенчатых колесных редуктора.

Наиболее перспективным, на наш взгляд, является третий вариант, который очень незначительно проигрывает первому варианту в подвижности (от 0,02 % до 8,37 %), но при этом в случае соответствующим обра-

зом продуманной конструкции колесного редуктора позволяет совместить функции остановочных тормозов и управляющих фрикционных переключения диапазонов на одних и тех же фрикционных устройствах. Повышение массы в этом случае ожидается до 200 кг.

Выводы и рекомендации.

В результате представленной работы сформирована научно обоснованная методика, позволяющая найти необходимую мощность ТЭД выбранного типа при использовании одно- или двухступенчатых механических редукторов.

Полученная методика позволяет разработчику электромеханической трансмиссии определить рациональные границы использования одноступенчатых механических редукторов и при необходимости выбрать способ использования двухступенчатых механических редукторов, достаточный для обеспечения заданных тактико-технических характеристик военной техники.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Walentynowicz Je. Hybrid and electric power drive combat vehicles // *Journal of KONES Powertrain and Transport*. – 2011. – vol.18. – no.1. – pp. 471-478.
2. Colyer Ron E. The use of electric and hybrid-electric drives in military combat vehicles // *Journal of Battlefield Technology*. – 2003. – vol.6. – no.3. – pp. 11-15.
3. All Electric Combat Vehicles (AECV) for Future Applications / Report of the Research and Technology Organization (RTO) of NATO Applied Vehicle Technology Panel (AVT) Task Group AVT-047 (WG-015). 2004. – 234 p.
4. Galvagno E., Rondinelli E., Velardocchia M. Electromechanical transmission modelling for series-hybrid tracked tanks // *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. – 2012. – vol.19. – no.3. – pp. 256-280. doi: 10.1504/ijhvs.2012.047916.
5. Glebov V.V., Klimov V.F., Volosnikov S.A. Assessment of the Possibility to Use Hybrid Electromechanical Transmission in Combat Tracked Platforms // *Mechanics, Materials Science & Engineering*. – 2017. – vol.8. – pp. 99-105. doi: 10.2412/mmse.83.5.981.
6. Erkhart P. Elektrische Kraftübertragung – Technologie und praktische Anwendung // *Soldat und Technik*. – 2003. – pp. 22-27.
7. Ilijevski Ž. A Hybrid-Electric Drive Concept For High Speed Tracked Vehicles. – Brodarski Institut, Zagreb, Croatia. 2006. – 9 p.
8. Sivakumar P., Reginald R., Venkatesan G., Viswanath H., Selvathai T. Configuration Study of Hybrid Electric Power Pack for Tracked Combat Vehicles // *Defence Science Journal*. – 2017. – vol.67. – no.4. – pp. 354-359. doi: 10.14429/dsj.67.11454.
9. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Ефремова А.И., Яремченко А.С., Прокопьев М.И. Тяговый баланс перспективного гусеничного многоцелевого транспортера-тягача с бортовой электромеханической трансмиссией // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – №5(1227). – С. 162-167.
10. Волонцевич Д.О., Веретенников Е.А., Мормило Я.М., Яремченко А.С., Карпов В.О. Тяговый баланс перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – № 5(1227). – С. 168-173.

REFERENCES

1. Walentynowicz Je. Hybrid and electric power drive combat vehicles. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 2011, vol.18, no.1, pp. 471-478.
2. Colyer Ron E. The use of electric and hybrid-electric drives in military combat vehicles. *Journal of Battlefield Technology*, 2003, vol.6, no.3, pp. 11-15.
3. All Electric Combat Vehicles (AECV) for Future Applications / Report of the Research and Technology Organization (RTO) of NATO Applied Vehicle Technology Panel (AVT) Task Group AVT-047 (WG-015). 2004. 234 p.
4. Galvagno E., Rondinelli E., Velardocchia M. Electromechanical transmission modelling for series-hybrid tracked tanks. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2012, vol.19, no.3, pp. 256-280. doi: 10.1504/ijhvs.2012.047916.
5. Glebov V.V., Klimov V.F., Volosnikov S.A. Assessment of the Possibility to Use Hybrid Electromechanical Transmission in Combat Tracked Platforms. *Mechanics, Materials Science & Engineering*, 2017, vol.8, pp. 99-105. doi: 10.2412/mmse.83.5.981.
6. Erkhart P. Elektrische Kraftübertragung – Technologie und praktische Anwendung. *Soldat und Technik*, 2003. pp. 22-27. (Ger).
7. Ilijevski Ž. A Hybrid-Electric Drive Concept For High Speed Tracked Vehicles. Brodarski Institut, Zagreb, Croatia. 2006. 9 p.
8. Sivakumar P., Reginald R., Venkatesan G., Viswanath H., Selvathai T. Configuration Study of Hybrid Electric Power Pack for Tracked Combat Vehicles. *Defence Science Journal*, 2017, vol.67, no.4, pp. 354-359. doi: 10.14429/dsj.67.11454.

9. Volontsevich D.O., Veretennikov E.A., Yefremova A.I., Yaremchenko A.S., Prokop'ev M.I. Traction balance for perspective tracked multipurpose carrier-truck with electromechanical transmission is located on the sides. *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Transport machine building*, 2017, no.5(1227), pp. 162-167. (Rus).
10. Volontsevich D.O., Veretennikov E.A., Mormilo Ya.M., Yaremchenko A.S., Karpov V.O. Traction balance for perspective wheeled armored personnel carrier with electromechanical transmission. *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Transport machine building*, 2017, no.5(1227), pp. 168-173. (Rus).

Поступила (received) 27.08.2018

Волонцевич Дмитрий Олегович¹, д.т.н., проф.,
Веретенников Евгений Александрович¹, к.т.н.,
Костяник Ирина Витальевна¹, к.т.н., доц.
Яремченко Анатолий Сергеевич¹, аспирант,
Ефремова Анна Игоревна¹, аспирант,
Карпов Вадим Олегович¹, аспирант,
¹Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»,
61002, Харьков, ул. Кирпичева, 2,
тел/phone +380 57 7076355, e-mail: vdo_khpi@ukr.net

D.O. Volontsevich¹, E.A. Veretennikov¹, I.V. Kostianik¹,
A.S. Iaremchenko¹, A.I. Efreмова¹, V.O. Karpov¹
¹National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»,
2, Kyrpychova Str., Kharkiv, 61002, Ukraine.
Determination of the electric drive power for lightly armored caterpillar and wheeled vehicles using single- or two-stage mechanical gearboxes.

When designing electromechanical transmissions (EMT) for lightly armored caterpillar and wheeled vehicles (LACWV), there is often a problem that the coefficient of adaptability of the traction motor (TM) at the minimum design power is not sufficient to meet the requirements for the power range of the transmission. In the literature, several ways have been worked out to solve this problem, however, there was not found a single algorithm allowing to formalize and step by step pass the process of choosing the most rational structure of the EMT. The purpose of the proposed work is the formation of scientifically based methodology for evaluating the possibility of using single-stage gearboxes in EMT for LACWV and calculation of the required TM power of the selected type for single- or two-stage mechanical gearboxes. Methodology. To carry out the research, the theory of motion of caterpillar and wheeled vehicles was used. Result. A formalized methodology for determining the required mechanical power of the electric drive for the LACWV is proposed, depending on the power capabilities of the motor-generator set, the torque characteristics of the selected TM and the number of stages in the mechanical gearboxes. Scientific novelty. For the first time, a formalized connection has been established between the tactical and technical requirements for LACWV, the characteristics of the selected TM, the structure and parameters of the mechanical gearboxes. Practical value. The toolkit for the engineering and design personnel developing the EMT for the LACWV was obtained. Work with the algorithm is illustrated by the example of power selection and gear ratios of mechanical gearboxes for the multi-purpose lightly armored caterpillar tractor MT-LB. References 10, tables 3, figures 4.

Key words: electromechanical transmissions, lightly armored caterpillar and wheeled vehicles, traction electric motor, mechanical gearbox, power transmission range.